

менты качественного анализа реакции системы на импульсные воздействия.

3. Проведенный предварительный анализ позволяет выделить три типа поведения исследуемой динамической системы при длительном импульсном воздействии и малом вязком трении: ударный резонанс; нерезонансный режим; сверхвысокочастотное импульсное воздействие.

4. Получено полное качественное соответствие результатов моделирования реакции корпуса БТР-80 с применением упрощенной и подробной динамических его моделей.

Для полного решения задачи многовариантного анализа и синтеза предложенная математическая модель нуждается в дальнейшем развитии:

- необходим инструмент автоматизированного генерирования численных моделей (включая геометрическую информацию, тактико-технические характеристики боевых модулей, ТТХ модернизируемого бронетранспортера) по ограниченному набору основных параметров;
- требуется создание средств “конденсации” прочностных и жесткостных параметров по результатам расчета динамических процессов.

Таким образом, впервые поставлена в строгой математической постановке задача анализа напряженно-деформированного состояния корпусов модернизируемых легкобронированных машин под действием усилий стрельбы.

Разработанная математическая модель содержит описание всех аспектов исследуемых динамических процессов, всех качественных и количественных особенностей самой исследуемой динамической системы, а также, при ее дальнейшем развитии, методы ее оптимизационного проектирования.

**Список литературы.** 1. Холявский Л. Г. Энциклопедия бронетехники. Гусеничные боевые машины // 2001. — 656 с. 2. Шунков В. Н. Бронетехника. — Минск: Попурри. — 2000. — 445 с. 3. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. — М.: Мир, 1975. — 541с. 4. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. — М.: Мир, 1977. — 349 с. 5. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. — М.: Мир, 1981.- 304 с. 6. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. — М.: Наука, 1979. — 384 с.

*Поступила в редколлегию 02.12.2005*

УДК 621.01

**Е.И.ЗИНЧЕНКО, А.А.ЗАРУБИНА**, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

## **ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОСТЕЙШИХ ДВУХПОВОДКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И СРАВНЕНИЕ ИХ С КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ БАЗОВЫХ МЕХАНИЗМОВ**

В статті наведені результати кінематичного дослідження механізмів другого порядку: шарнірно-

го чотириланкового і кривошипно-повзунного механізму. Введено поняття базового механізму. Порівняно результати кінематичних досліджень механізмів другого порядку з результатами кінематичних досліджень базових механізмів.

In the article the results of kinematics research of mechanisms of second order are given: joint four-tier mechanism and crank-slide mechanism. The concept of basic mechanism is entered. The results of kinematics researches of mechanisms of the second order are compared with the results of kinematics researches of basic mechanisms.

**Актуальность.** Вопрос об исследовании кинематических параметров простейших механизмов второго порядка рассматривается в свете вопроса о создании новой теории синтеза и кинематического анализа более сложных механизмов с выстоем выходного коромысла или ползуна, а именно, механизмов четвертого класса. На сегодняшний день эта задача очень актуальна, поскольку известны лишь графоаналитические методы синтеза и анализа механизмов четвертого класса либо наброски теорий без приведения целостной картины расчета таких механизмов [1, 2]. Рассматриваемые в работах [3, 4] шестизвенные механизмы четвертого класса являются механизмами второго порядка, аналогично простейшим четырехзвенным и кривошипно-ползунным, рассматриваемым в этой статье. В работе [5] разработана теория синтеза и кинематического анализа кулисных механизмов с криволинейными пазами для качающейся кулисы и кулисы, совершающей поступательное движение, а также вводится предположение о кинематической эквивалентности таких механизмов и механизмов второго порядка. В данной статье проверяется это предположение для того, чтобы иметь возможность интерпретировать механизмы четвертого класса как кулисные, для которых разработана теория синтеза и кинематического анализа.

**Объекты исследований.** Объекты исследований – шарнирный четырехзвенный механизм и кривошипно-ползунный механизм, базовый механизм для шарнирного четырехзвенного механизма и базовый механизм для кривошипно-ползунного механизма. Рассмотрим кинематические схемы простейших двухповодковых механизмов: шарнирного четырехзвенника (ШЧ) и кривошипно-ползунного механизма (см. рис.1, 2).

Введем понятие базового механизма. Базовый механизм – это кулисный механизм с прямолинейным пазом. Для механизма, изображенного на рис.1, базовый механизм представлен на рис.3, а для механизма, изображенного на рис.2, базовый механизм представлен на рис.4.

**Метод и результаты исследования.** Алгоритмы кинематического анализа структурных групп второго класса первого, второго, третьего и пятого видов, каковыми являются механизмы, приведенные на рис.1-4, описаны в работах [6-8] и реализованы в виде подпрограмм расчета соответствующих структурных групп на языке ПАСКАЛЬ [9]. Задача кинематического исследования сводится к совместному решению уравнений проекций на оси координат контуров, образованных звеньями механизмов, с последующим дифференцированием этих уравнений для определения скоростей и ускорений.

В табл. 1 приведены значения углов поворота, аналогов угловых скоростей и угловых ускорений коромысла  $BE$  ШЧ  $OABE$  для различных коэффициентов сборок ШЧ. Для такого механизма  $k_c = 1$ , если обход точек  $ABE$  происходит по часовой стрелке и  $k_c = -1$ , если обход происходит против часовой стрелки. Расчет проведен при следующих исходных данных:

$$l_{OA} = 0,3; l_{AB} = 0,8; l_{BE} = 1; l_{OE} = 1.$$

В табл. 2 приведены значения углов поворота, аналогов угловых скоростей и угловых ускорений кулисы  $AE$  базового механизма (см. рис. 3).

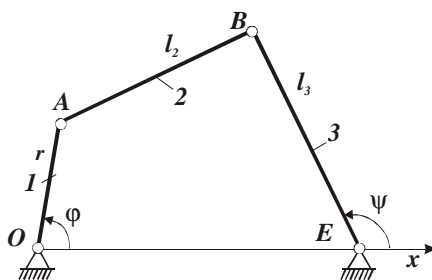


Рис. 1. Шарнирный четырехзвенник

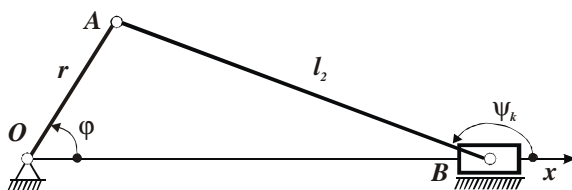


Рис. 2. Кривошипно-ползунный механизм

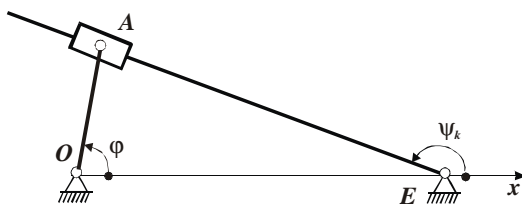


Рис.3. Базовый механизм для шарнирного четырехзвенника

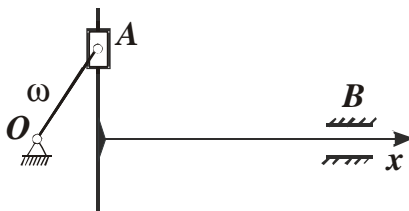


Рис.4. Базовый механизм для кривошипно-ползунного механизма

Таблица 1

Углы поворота, аналоги угловой скорости и углового ускорения  
коромысла *BE* ШЧ *OABE* для различных коэффициентов сборок ШЧ

$\Phi$	$\psi(kc = 1)$	$\psi(kc = -1)$	$\psi'(kc = 1)$	$\psi'(kc = -1)$	$\psi''(kc = 1)$	$\psi''(kc = -1)$
0°	2.223	-2.223	-4.286E-01	4.286E-01	7.155E-02	-7.155E-02
30°	2.035	-2.434	-2.512E-01	3.442E-01	5.314E-01	3.077E-01
60°	1.978	-2.571	2.837E-02	1.803E-01	4.714E-01	2.862E-01
90°	2.047	-2.630	2.163E-01	5.115E-02	2.465E-01	2.130E-01
120°	2.185	-2.629	2.945E-01	-5.084E-02	6.161E-02	1.831E-01
150°	2.341	-2.578	2.901E-01	-1.445E-01	-6.975E-02	1.751E-01
180°	2.479	-2.479	2.308E-01	-2.308E-01	-1.476E-01	1.476E-01
210°	2.578	-2.314	1.445E-01	-2.901E-01	-1.751E-01	6.975E-02
240°	2.629	-2.185	5.084E-02	-2.945E-01	-1.831E-01	-6.161E-02
270°	2.630	-2.047	-5.115E-02	-2.163E-01	-2.130E-01	-2.465E-01
300°	2.571	-1.978	-1.803E-01	-2.837E-02	-2.862E-01	-4.714E-01
330°	2.434	-2.035	-3.442E-01	2.512E-01	-3.077E-01	-5.314E-01
360°	2.223	-2.223	-4.286E-01	4.286E-01	7.155E-02	-7.155E-02

Таблица 2

Углы поворота, аналоги угловой скорости и углового ускорения  
кулисы *AE* базового механизма

$\Phi$	$\psi_k(k = 1)$	$\psi'_k(k = 1)$	$\psi''_k(k = 1)$
0°	3.142	-4.286E-01	0.000
30°	2.942	-2.977E-01	4.196E-01
60°	2.845	-7.595E-02	3.788E-01
90°	2.850	8.257E-02	2.298E-01
120°	2.919	1.727E-01	1.224E-01
150°	3.023	2.173E-01	5.269E-02
180°	3.142	2.308E-01	0.000
210°	3.260	2.173E-01	-5.269E-02
240°	3.364	1.727E-01	-1.224E-01
270°	3.433	8.257E-02	-2.298E-01
300°	3.438	-7.595E-02	-3.788E-01
330°	3.342	-2.977E-01	-4.196E-01
360°	3.142	-4.286E-01	0.000

В табл. 3 приведены значения разностей: угла поворота кулисы базового механизма и угла поворота коромысла *BE* ШЧ *OABE*, аналогов угловой скорости кулисы базового механизма и угловой скорости коромысла *BE* ШЧ *OABE*, аналогов углового ускорения кулисы базового механизма и углового ускорения коромысла *BE* ШЧ *OABE* на участках разбега и выбега. Будем предполагать, что угол  $\Phi$  на участке разбега для ШЧ *OABE* принадлежит

отрезку  $\varphi \in [0, \pi]$ , а на участке выбега он определяется следующим образом:  
 $\varphi = 2\pi - \varphi$ .

Таблица 3

Изменение угла поворота, аналога угловой скорости и аналога углового ускорения выходного звена ПЧ по сравнению с углом поворота, аналогом угловой скорости и аналогом углового ускорения кулисы базового механизма

$\varphi$	$\psi - \psi_k$	$\psi' - \psi'_k$	$\psi'' - \psi''_k$
0°	-9.183E-01	0.000	7.155E-02
30°	-9.072E-01	4.650E-02	1.118E-01
60°	-8.673E-01	1.043E-01	9.260E-02
90°	-8.032E-01	1.337E-01	1.675E-02
120°	-7.345E-01	1.218E-01	-6.075E-02
150°	-6.821E-01	7.280E-02	-1.224E-01
180°	-6.625E-01	0.000	-1.476E-01
210°	-6.821E-01	-7.280E-02	-1.224E-01
240°	-7.345E-01	-1.218E-01	-6.075E-02
270°	-8.032E-01	-1.337E-01	1.675E-02
300°	-8.673E-01	-1.043E-01	9.260E-02
330°	-9.072E-01	-4.650E-02	1.118E-01
360°	-9.183E-01	0.000	7.155E-02

В табл. 4 приведены значения перемещения ползуна, проекции скорости и ускорения ползуна на неподвижную ось  $x$  для кривошипно-ползунного механизма.

Таблица 4

Перемещение ползуна, проекции скорости и ускорения ползуна на неподвижную ось  $x$  для кривошипно-ползунного механизма

$\varphi$	$x_B$	$x'_B$	$x''_B$
0°	1.100	0.000	-4.125E-01
30°	1.046	-1.996E-01	-3.202E-01
60°	9.066E-01	-3.113E-01	-9.403E-02
90°	7.416E-01	-3.000E-01	1.214E-01
120°	6.066E-01	-2.083E-01	2.060E-01
150°	5.260E-01	-1.004E-01	1.994E-01
180°	5.000E-01	0.000	1.875E-01
210°	5.260E-01	1.004E-01	1.994E-01
240°	6.066E-01	2.083E-01	2.060E-01
270°	7.416E-01	3.000E-01	1.214E-01
300°	9.066E-01	3.113E-01	-9.403E-02
330°	1.046	1.996E-01	-3.202E-01
360°	1.100	0.000	-4.125E-01

В табл. 5 приведены значения перемещения точки  $B$  базового механизма для кривошипно-ползунного механизма, проекции скорости и ускорения точки  $B$  на неподвижную ось ползуна.

Таблица 5

Перемещение выходного ползуна базового механизма  
для кривошипно-ползунного механизма, проекции скорости и  
ускорения ползуна на неподвижную ось ползуна

$\Phi$	$x_B^k$	$x_B'^k$	$x_B''^k$
0°	3.000E-01	-1.677	-3.000E-01
30°	2.598E-01	-1.603	5.789E-01
60°	1.500E-01	-1.099	1.303
90°	0.000	-3.000E-01	1.677
120°	-1.500E-01	5.789E-01	1.603
150°	-2.598E-01	1.303	1.099
180°	-3.000E-01	1.677	3.000E-01
210°	-2.598E-01	1.603	-5.789E-01
240°	-1.500E-01	1.099	-1.303
270°	0.000	3.000E-01	-1.677
300°	1.500E-01	-5.789E-01	-1.603
330°	2.598E-01	-1.303	-1.099
360°	3.000E-01	-1.677	-3.000E-01

Таблица 6

Изменение перемещения, проекции скорости и ускорения ползуна  
кривошипно-ползунного механизма по сравнению с перемещением,  
проекцией скорости и проекцией ускорения выходного ползуна  
базового механизма

$\Phi$	$x_B - x_B^k$	$x_B' - x_B'^k$	$x_B'' - x_B''^k$
0°	8.000E-01	1.677	-1.125E-01
30°	7.858E-01	1.403	-8.991E-01
60°	7.566E-01	7.872E-01	-1.397
90°	7.416E-01	0.000	-1.556
120°	7.566E-01	-7.872E-01	-1.397
150°	7.858E-01	-1.403	-8.991E-01
180°	8.000E-01	-1.677	-1.125E-01
210°	7.858E-01	-1.502	7.783E-01
240°	7.566E-01	-8.902E-01	1.509
270°	7.416E-01	0.000	1.799
300°	7.566E-01	8.902E-01	1.509
330°	7.858E-01	1.502	7.783E-01
360°	8.000E-01	1.677	-1.125E-01

В таблице 6 приведены значения разностей: перемещения ползуна  $B$  по

оси  $x$  кривошипно-ползунного механизма и перемещения выходного ползуна базового механизма, проекции скорости ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма на ось  $x$  и проекции скорости на ось  $x$  выходного ползуна базового механизма, проекции ускорения на ось  $x$  выходного ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма и проекции ускорения на ось  $x$  выходного ползуна  $B$  базового механизма на участках разбега и выбега. Будем предполагать, что угол  $\varphi$  на участке разбега принадлежит отрезку  $\varphi \in [-\pi/2; \pi/2]$ , а на участке выбега определяется следующим образом:  $\varphi = \pi - \varphi$ .

**Закключение.** Рассматривая данные таблиц можно сделать следующие выводы.

1. Из табл. 1 видно, что при рассмотрении ШЧ разных сборок имеют место следующие соотношения:

$$\psi(\varphi) = - \psi_{kc=-1}(2\pi - \varphi);$$

$$\psi'(\varphi) = - \psi'_{kc=-1}(2\pi - \varphi);$$

$$\psi''(\varphi) = - \psi''_{kc=-1}(2\pi - \varphi).$$

2. Из табл. 2 и 5 видно, что кулисный механизм с прямолинейной кулисой (базовый) для ШЧ и кривошипно-ползунного механизма имеет симметричную тахограмму движения (т.е. участок разбега симметричен участку выбега):

$$\psi'_k(\varphi) = \psi'_{k=1}(2\pi - \varphi), \quad \psi''_k(\varphi) = -\psi''_{k=1}(2\pi - \varphi),$$

$$x'^k_B(\varphi) = -x'^k_B(\pi - \varphi), \quad x''^k_B(\varphi) = -x''^k_B(\pi - \varphi),$$

где индекс  $k$  внизу либо вверх обозначает базовый механизм.

3. Из табл. 1 и 4 следует, что тахограмма движения рычажных механизмов второго порядка не является симметричной (участок разбега несимметричен участку выбега). Из табл. 3 и 6 следует, что если модуль угловой скорости коромысла  $BE$  ШЧ  $OABE$  или линейной скорости ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма на интервале разбега увеличивается на некоторую величину по сравнению с модулем угловой или линейной скорости кулисного механизма с прямолинейной кулисой (базового механизма), то на интервале выбега этот модуль скорости на такую же величину уменьшается.

4. Аналогичный вывод можно сделать относительно модуля углового ускорения коромысла  $BE$  ШЧ  $OABE$  и линейного ускорения ползуна  $B$  кривошипно-ползунного механизма: на какую величину уменьшается или

увеличивается модуль ускорения на интервале разбега, на такую же величину уменьшается или увеличивается модуль ускорения на интервале выбега по сравнению с модулем углового или линейного ускорения кулисного механизма с прямолинейной кулисой (базового механизма).

5. Аналог угловой скорости выходного звена ШЧ при  $\varphi = 0^\circ$  и при  $\varphi = 180^\circ$  равен аналогу скорости базового кулисного механизма при тех же углах. Аналог скорости кривошипно-ползунного механизма при  $\varphi = 90^\circ$  и  $\varphi = 270^\circ$  равен аналогу скорости базового кулисного механизма при тех же углах.

В работе [5] приведены таблицы для определения положений, аналогов скорости и ускорения поступательно движущейся кулисы с криволинейным пазом; углов поворота, аналогов угловой скорости и углового ускорения кулисы с криволинейным пазом, совершающей качательное движение. Анализ результатов позволил сделать выводы, аналогичные выводам 1-5. Таким образом, эти выводы подтверждают предположение о кинематической эквивалентности механизмов с криволинейными пазами и механизмов второго порядка, сделанное в работе [5].

Таким образом, становится возможным интерпретировать механизмы второго порядка как кулисные механизмы с криволинейным пазом. А, следовательно, становится возможным предложить эффективные алгоритмы анализа и синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса второго порядка, базируясь на формулах и предположениях, выведенных для кулисных механизмов с криволинейным пазом. Эти алгоритмы предложены в работах [3,4].

**Список литературы.** 1. Джолдасбеков У.А. Графоаналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов. – Алма-Ата: "Наука" Казахской ССР, 1983. – 256 с. 2. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение, 1988. – 232 с. 3. Новгородцев В.А., Зинченко Е.И. Кинематика плоских механизмов, содержащих одну структурную группу второго порядка // Динамика и прочность машин: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 53. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С.127–132. 4. Новгородцев В.А., Зинченко Е.И., Зарубина А.А. Синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с приближенным выстоем ведомого звена // Технологии в машиностроении: Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 68. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С.17–21. 5. Новгородцев В.О., Зинченко О.И. Кинематика кулисных механизмов с криволинейными пазми // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Выпуск 49. – Харьков: ХГПУ, 1999. – С. 73–80. 6. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1965. – 776 с. 7. Белоконов И.М. Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. – К.: Выща школа, 1990. – 208 с. 8. Заблонский К.И., Белоконов И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин. – К.: Выща шк., 1989. – 375 с. 9. Методические указания по применению ЭВМ при выполнении курсовой работы по теории механизмов и машин: Утв. редакц.- издат. советом института, прокол №2 от 02.04.93. – Харьков ХПИ, 1993. – 46 с.

Поступила в редколлегию 12.11.2005